

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Hydraulický pohon tlačky vývalků

Hydraulic Drive of Rolled Billets Pusher

Student:

Martin Zimák

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Lukáš Dvořák, Ph.D.

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Zadání bakalářské práce

Student: **Martin Zimák**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Hydraulický pohon tlačky vývalků**
Hydraulic Drive of Rolled Billets Pusher

Zásady pro vypracování:

Navrhnete hydraulický pohon tlačky vývalků před poutní stolicí ve válcovně trub pomocí jednoho hydromotoru vybaveného závěsnými čepy na tělese a zabudovaným indukčním spínačem pro signalizaci zasunuté polohy pístnice.

Max. hmotnost vývalků 6000 kg, max. tlačná síla 55 kN, max. zpětná síla 22 kN, zdvih hydromotoru 1800 mm, čas vysunutí nebo zasunutí pístnice 8 s, max. pracovní tlak 16 MPa.

Vypracujte:

1. Výpočet v ustáleném stavu : výkonu pohonné jednotky, velikosti nádrže, dimenze hydraulických prvků, parametrů hydromotoru, tepelné bilance obvodu, bude-li zařízení v činnosti průměrně co 5 min.
2. Návrh hydraulického obvodu, výkres obvodového schématu.
3. Specifikaci hlavních hydraulických a elektrohydraulických prvků. Výběr vhodného hydromotoru.
4. Technický popis řešení.

Seznam doporučené odborné literatury:

ŽÍDEK, M.; DĚDEK, V.; SOMMER, B. *Tváření oceli*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1988. 520 s.

PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 1*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. 156 s. ISBN 80-28-0857-9

PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6

PAVLOK, B., HRUŽÍK, L., BOVA, M. *Hydraulická zařízení strojů* [online]. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 116 s. ISBN 978-80-248-1827-6

Katalog firmy Bosch Rexroth AG

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Lukáš Dvořák, Ph.D.**

Konzultant bakalářské práce: Ing. Jiří Valošek, Ph.D.

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry

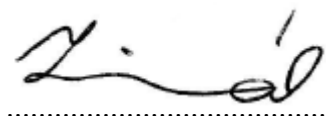


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 20.5.2013

.....


Martin Zimák

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :

20.5.2013



Podpis

Jméno a příjmení autora práce: Martin Zimák

Adresa trvalého pobytu autora práce: Babice 20, Kelč, 756 43

PODĚKOVÁNÍ:

Tímto děkuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Lukáši Dvořákovi, Ph.D., mému konzultantovi Ing. Jiřímu Valoškovi, Ph.D. a Ing. Miloslavu Žáčkovi za cenné rady a pomoc při zpracování této práce. Dále děkuji rodičům za jejich podporu.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ZIMÁK, M. *Hydraulický pohon tlačky vývalků: bakalářská práce.*

Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2013, 44 s. Vedoucí práce: Dvořák, L.

Bakalářská práce se zabývá návrhem pohonu tlačky vývalků před poutní stolicí ve válcovně trub. V úvodu je popsán princip děrování předehřátého předvalku na děrovací stolicí a válcování trub z předehřátého vývalku na poutní stolicí. Na základě zadaných parametrů hydraulického pohonu byla vypracována alternativní řešení úkolu. Bakalářská práce se následně zabývá výpočtem obvodu, dimenzováním prvků a jejich návrhem v ustáleném stavu. Jako součást práce je přiloženo funkční schéma hydraulického obvodu spolu se specifikací prvků obvodu pohonu tlačky.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

ZIMÁK, M. *Hydraulic Drive of Rolled Billets Pusher: Bachelor Thesis.*

Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydrodynamics and Equipment, 2013, 44 s. Thesis head: Dvořák, L.

Bachelor thesis deals with the drive of rolled billets pusher before the pilgrimage faeces in the pipe mill. The introduction describes the principle of punching the hole preheated billet seat and rolling tubes of preheated rolled on pilgrimage bench. Based on the specified parameters of the hydraulic actuator was developed alternative task. This thesis then deals with the calculation circuit sizing and propřed elements in a steady state. As part of the work is accompanied by a functional diagram of a hydraulic circuit, together with the specification of the circuit drive pusher.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	10
1 Úvod.....	13
2 Přehled současného stavu problematiky	14
2.1 Válcování:	14
2.2 Historie výroby bezešvých trubek.....	14
2.3 Výroba bezešvých trubek	15
2.3.1 Výroba trubek na tratích s poutnickými stolicemi- Mannesmannův princip	16
2.3.1.1 Postup válcování.....	18
2.4 Samotná funkce tláčky:	19
3 Rozvaha alternativních řešení	20
3.1 Návrh a volba pracovní kapaliny	20
3.1.1 Těžko zápalné kapaliny	20
3.2 Způsob a volba řízení:	22
3.2.1 Objemové řízení:	22
3.2.2 Ventilové řízení s klasickou technikou.....	22
3.2.3 Ventilové řízení s proporcionální technikou	22
3.3 Použití dvoucestné nebo třícestné tlakové váhy.....	23
3.3.1 Dvoucestná tlaková váha	23
3.3.2 Třícestná tlaková váha	24
3.3.3 Numerický příklad k určení účinnosti obou tlakových vah.....	25
3.3.3.4 Porovnání a výběr tlakové váhy	27
3.3.4 Schéma s proporcionální technikou a dvoucestnou TV	28
3.4 Návrh hydraulického agregátu	29
4 Výpočet v ustáleném stavu:	30
4.1 Určení parametrů PHM:	30
4.1.1 Kontrola pístnice na vzpěr	32
4.2 Výkon pohonné jednotky	33
4.2.1 Návrh hydrogenerátoru:.....	33
4.2.2 Návrh elektromotoru:	34
4.3 Návrh velikosti nádrže:	34
4.4 Návrh proporcionálního rozvaděče:	35
4.5 Výpočet světlosti vedení	37

4.6 Tepelná bilance obvodu:	37
4.7 Návrh chladiče:	41
5. Závěr	42
6. „Použitá literatura“	43
7. Seznam příloh	45

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Popis	Jednotka
A_1	regulační clona	[1]
A_2	škrťící clona	[1]
D	průměr pístu	[m]
E	modul pružnosti oceli	[N·m ⁻²]
F	max. síla na pístnici	[N]
F_{\max}	max. tlačná síla	[Pa]
$F_{z\max}$	max. zpětná síla	[Pa]
I	plošný moment setrvačnosti	[m ⁴]
L_k	volná vzpěrná délka	[m]
Q_1	průtok vysouvání PHM	[m ³ ·s ⁻¹]
Q_2	průtok zasouvání PHM	[m ³ ·s ⁻¹]
$Q_{G\max}$	max. průtok HG	[m ³ ·s ⁻¹]
Q_G	průtok hydrogenerátorem	[m ³ ·s ⁻¹]
Q_{CH}	průtok chladičem	[m ³ ·s ⁻¹]
Q_{R1}	max. průtok rozvaděčem	[m ³ ·s ⁻¹]
Q_{R2}	min. průtok rozvaděčem	[m ³ ·s ⁻¹]
Q_T	ztrátový průtok	[m ³ ·s ⁻¹]
P_i	ideální příkon	[W]
P_e	výkon elektromotoru	[W]
P_{ZC}	ztrátový výkon celkový	[W]
P_{ZG}	ztrátový výkon HG	[W]
P_{ZPV}	ztrátový výkon pojistného ventilu	[W]
P_{ZTV}	ztrátový výkon tlakové váhy	[W]
P_{ZV}	ztrátový výkon ventilu	[W]
R_e	mez kluzu materiálu	[Pa]
S_1	plocha pístu	[m ²]
S_2	plocha mezikruží	[m ²]
S_N	teplo směnná plocha nádrže	[m ²]
S_p	plocha pístnice	[m ²]

T	časová konstanta	[s]
V	objem nádrže	[m ³]
V _G	geometrický objem HG	[m ³]
a ₁	zrychlení hydromotoru	[m·s ⁻²]
a ₂	zpomalení hydromotoru	[m·s ⁻²]
c _k	měrná tepelná kapacita oceli	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
c _o	měrná tepelná kapacita oleje	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
d _s	průměr sacího vedení	[m]
d _o	průměr odpadního vedení	[m]
d _t	průměr tlakového vedení	[m]
h _p	zdvih hydromotoru	[m]
k	součinitel prostupu tepla	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
m	hmotnost zátěže	[kg]
m _k	hmotnost kovových částí	[kg]
m _o	hmotnost olejové náplně	[kg]
n	oběhové číslo	[1]
n _G	otáčky hydrogenerátoru	[min ⁻¹]
p _D	dynamický tlak	[Pa]
p _p	tlak na pojistném ventilu	[Pa]
p _z	ztrátový tlak	[Pa]
q _{CH}	měrný chladicí výkon	[W·°C ⁻¹]
v _{1,2}	rychlost vysouvání/zasouvání	[m·s ⁻¹]
v _u	ustálená rychlost	[m·s ⁻¹]
t _{1,2}	doba vysunutí/zasunutí PHM	[s]
t _a	doba rozběhu	[s]
t _b	doba brzdění	[s]
t _k	teplota kapaliny	[°C]
t _o	max. teplota okolí	[°C]
t _u	ustálený čas	[s]
t _{ust}	ustálená teplota	[°C]
Δp _{m1}	max. tlakový spád hydromotoru	[Pa]
Δp _{m2}	min. tlakový spád hydromotoru	[Pa]
Δp _{PV}	tlakový spád pojistného ventilu	[Pa]
Δp _{R1}	max. tlakový spád rozvaděče	[Pa]

Δp_{R2}	min tlakový spád rozvaděče	[Pa]
ΔP_Z	ztrátový výkon	[W]
η_C	celková účinnost	[1]
η_G	účinnost generátoru	[1]
η_M	účinnost mechanicko tlaková	[1]
η_V	objemová účinnost	[1]
λ	stupeň štíhlosti	[1]
λ_g	mezní stupeň štíhlosti	[1]
π	Ludolfovo číslo	[1]
τ	doba v určitém okamžiku	[s]
τ_1	doba pracovního cyklu	[s]
τ_2	doba mezi cyklu	[s]
ϕ	celkový tepelný tok	[W]
ϕ_{CH}	chladicí výkon	[W]
ϕ_N	tepelný výkon nádrže	[W]

1 Úvod

Cílem bakalářské práce je navrhnout hydraulický pohon tlačky vývalků před poutní stolicí ve válcovnách bezešvých trub TŽ Ostrava na trati Velký Mannesmann. Válcovací trať slouží k výrobě silnostěnných ocelových bezešvých trub průměrů od 168,3 po průměry 406,4mm a v roce 2008 prošla poměrně rozsáhlou rekonstrukcí a modernizací, kvůli navýšení poptávek na větší průměry bezešvých trub z oceli s lepší tvarovou i rozměrovou přesností. Celková modernizace vyšla na cca 700 milionů. Téměř 57% vyrobených trub bylo na trati Velký Mannesmann což odpovídá 80000 vyrobených kusů.

Výrobky firmy nachází uplatnění v různých sférách průmyslu jako stavební, chemický, automobilový, těžební, energetický atd.

2 Přehled současného stavu problematiky

2.1 Válcování:

Válcování je tváření kovů průchodem mezi otáčejícími se válci válcovací stolice. Materiál se při průchodu přetváří a současně posunuje. Technologie válcování materiálu za tepla je používána velmi často především v těžkém průmyslu, zejména v oboru hutnictví železa. Válcuje se také za studena, zejména při konečném válcování přesných vývalků z polotovarů. Ve válcovnách se válcují polotovary (předvalky) nebo hotové výrobky:

- tvarové profily a nosníky
- kolejnice
- plechy
- bezešvé trubky
- dráty většího průměru
- speciální vývalky ap.

2.2 Historie výroby bezešvých trubek

Vývoj parních strojů kladl větší nároky na trubky. Svařované trubky již nevyhovovaly, tudíž musela být zhotovena nová technologie výroby. Na nový způsob výroby bezešvých trubek přišli dva bratři Reinhard (*1856, †1922) a Max (*1857, †1915) Mannesmann.

Bratři se původně nezabývali výrobou trub, ale výrobou pilníků. O tom jak na to přišli se vedou dvě verze. Ta první tvrdí, že při reelingu (rovnání a hlazení kruhové oceli) se občas objevovaly kusy, které měly uprostřed trhliny. To samé se nacházelo při příčném válcování kulatin pro pístní tyče. Reel měl tři válce, když byl třetí válec nahrazen vodítkem, ukázalo se, že došlo k efektu tzv. “rozvonění“. Následně to vedlo k vývoji kosého válcování. Další verze říká, že u pojídání oběda si Reinhard Mannesmann převaloval kousek chleba mezi prsty proti párátku, a tak vznikl dutý předvalek.

Nejreálnější je ale názor přítele rodiny, profesora Franze Reuleauxe. Tvrdil: “Vynález je výsledkem urputného přemýšlení a nesčetného zkoušení pokusů při řešení úkolu, který jim zadal jejich otec.“

2.3 Výroba bezešvých trubek

Většina způsobů technologického postupu výroby bezešvých trubek se skládá ze dvou fází na sebe přímo navazujících:

- a) Výroba tlustostěnných dutých polotovarů o průřezu mezikružní a to kosým (příčným) válcováním, lisováním nebo pomocí děrování.
- b) Zpracovávání dutých polotovarů na trubky požadovaných rozměrů kosým nebo podélným válcováním, případně výtlačným lisováním.



Obr. 2.1. Bezešvé trubky [15]

Dle technologických principů válcování jsou používané způsoby výroby bezešvých trubek tyto:

- a) válcování na tratích s poutnickými stolicemi (Mannesmannův způsob),
- b) válcování na tratích s automatikem (způsob Stiefelův),
- c) spojitě válcování trubek,
- d) válcování na tratích s tříválcovými stolicemi (způsob Asselův),
- e) válcování na tratích s příčnými otáčejícími se kotouči (způsob Diescherův),
- f) výroba na tratích s protlačovacími stolicemi,
- g) výroba na tratích s tlačnou válcovací děrovací stolicí (způsob PPM),
- h) výtlačné lisování trubek.

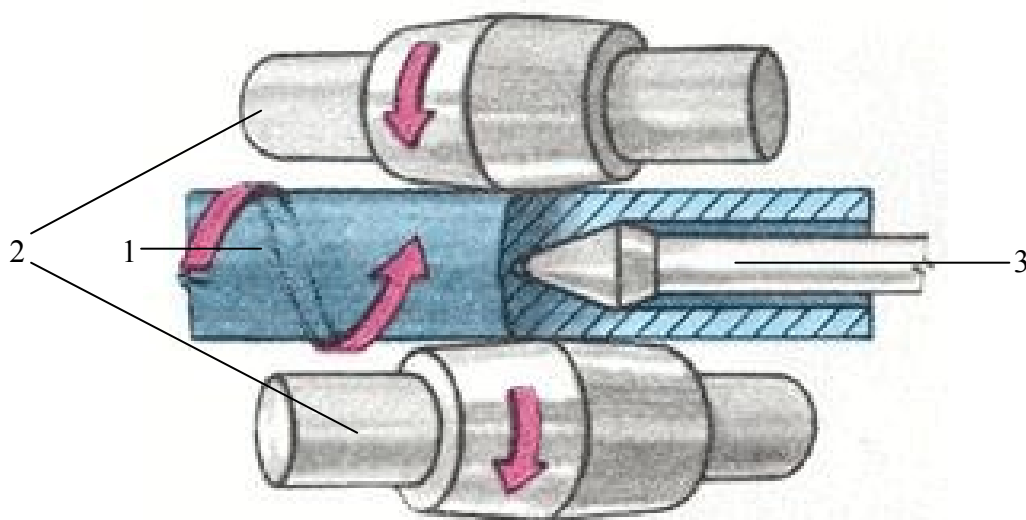
2.3.1 Výroba trubek na tratích s poutnickými stolicemi- Mannesmannův princip

Dělí se do tří samostatně navazujících operací:

1. výroba dutého tlustostěnného předvalku kosým válcováním na děrovací stoličce,
2. válcování dutého předvalku na hotovou trubku,
3. kalibrování vyválnované trubky.

Válnování dutých předvalků děrováním (kosé válcování)

Děrovací stroj má dva šikmo uložené pracovní válce s mimoběžnými osami svírající určitý úhel α s vodorovnou rovinou válcování. Rovnoměrně zahřátý ingot nebo sochor na válcovací teplotu se po nastředění vsune mezi děrovací válce, které mají otáčení ve stejném smyslu, tím pádem vyvolá na válcovaném materiálu dvojici sil, jež otáčí ingotem nebo sochozem v opačném směru. Díky příčnému tlaku válců se vyvolají napětí v provalku a dojde k porušení soudržnosti kovu ve středové části.



Obr. 2.2 Děrovací schéma

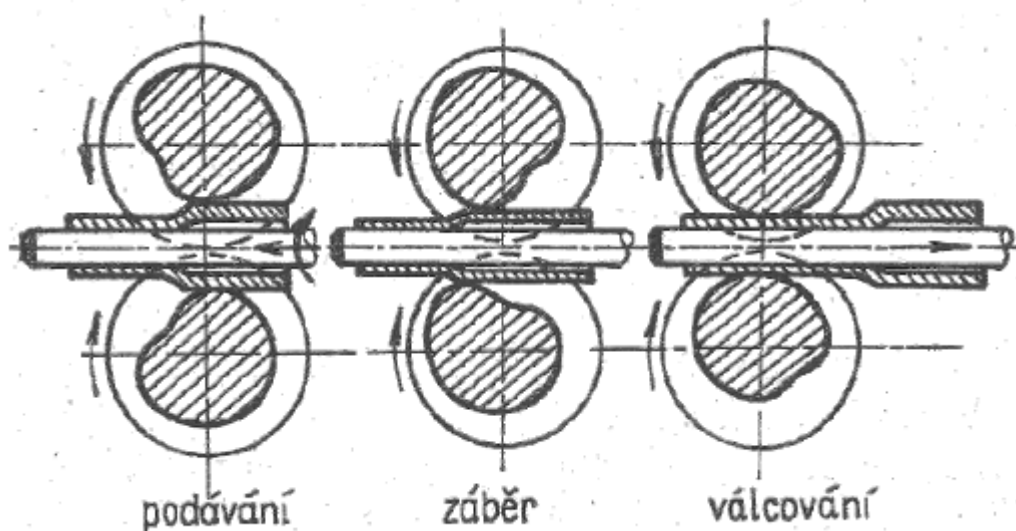
1- děrovaný polotovár, 2- děrovací válce, 3- děrovací trn



Obr. 2.3. Výstup z děrovací stolice

Válcování na poutnických stolicích:

Poutnické válcování je periodické podélné válcování na válcovitém trnu, jehož průměr odpovídá vnitřnímu průměru válcované trubky (v teplém stavu) a délka je větší, než je délka vyválcovaného děrovaného polotovaru, přičemž dochází k redukci vnějšího i vnitřního průměru děrovaného polotovaru. Válcuje se při teplotě, při které vychází dutý předvalek z děrovacího stroje kolem $1150\text{ }^{\circ}\text{C}$



Obr. 2.4. Schéma válcování poutní stolice

2.3.1.1 Postup válcování

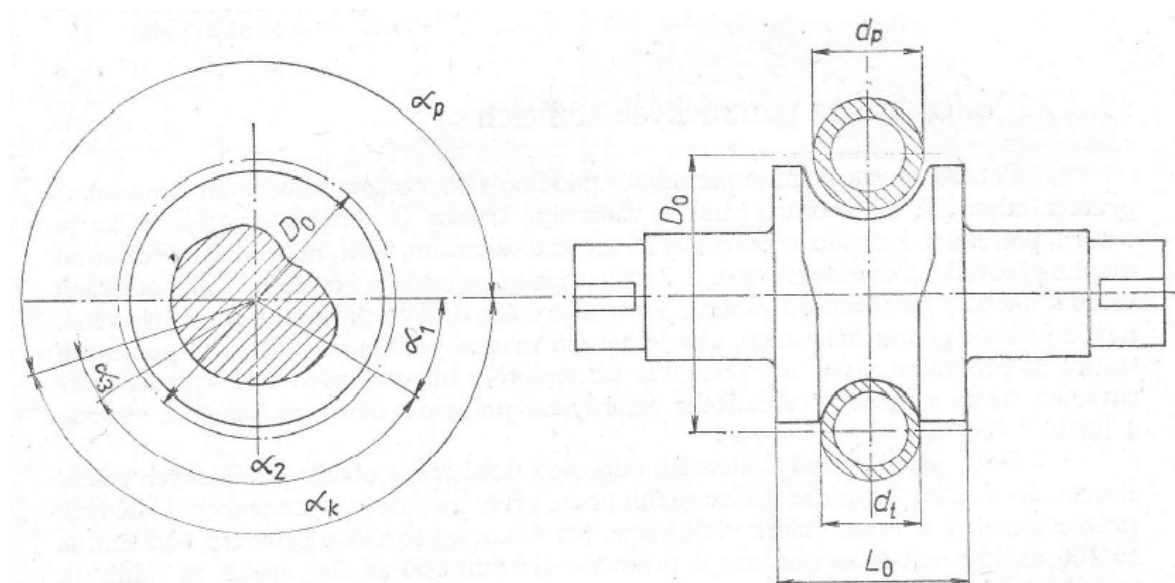
Dutý tlustostěnný předvalek po ukončení operace na děrovací stolici putuje dál k poutní stolici obr. 2.5, kde je vsunut do trnu kruhového průřezu, který je o kousek delší jak dutý předvalek. Válce poutní stolice rotují proti sobě v opačném směru, než v jakém probíhá válcování trubky.

- **Podávání:** První část je podání. V době, kdy v ose válcování jsou proti sobě prázdné kalibry, dojde pomocí podávacího zařízení k posunutí provalku o určitou vzdálenost a zároveň dojde k pootočení o $1,57$ rad (90°). Následně dojde k záběru.
- **Záběr:** Zde kalibry dosahují plné velikosti, kdy válce zatlačí provalek dozadu a dochází k válcování části trubky.
- **Válcování:** Při válcování se trn i s provalkem vrací zpět. Příslušná část trubky je válcována odválcováním do finální světlosti stěny trubky.

Po ukončení poslední fáze se proces opakuje od podávání. Velikost jednoho podání bývá 20-30 mm.

Dutý předvalek není možné vyválcovat v jeho maximální délce. Na konci zůstane poutnická hlava, které je následně oddělena pilou.

Tvar poutnického válce



Obrázek 2.5. Tvar poutnického válce- průměr trubky= d_t , průměr dutého předvleku= d_p

První část- Pracovní kalibr (zde probíhá samotné válcování), značen α_k

Druhá část- Prázdný kalibr (dochází zde k posunu předvalku do dalšího záběru),

značen α_p

Dělí se na další tři úseky:

- část kalibru záběrová α_1 – deformace materiálu,
- část kalibru hladicí α_2 – vyrovnávání nerovností na přesný tvar a rozměr trubky,
- přechod do prázdného kalibru α_3 – přechod mezi prázdným a pracovním kalibrem.

2.4 Samotná funkce tlačky:

Tlačka je umístěna před poutní stolicí a slouží k vrážení trnů do vyděrovaného dutého předvalku. Předvalek s vraženým trnem je dále dopraven pomocí jeřábu do podavače poutní stolice, kde dochází k samotnému válcování na požadovaný průměr.



Obr. 2.6. Tlačka v provozu [15]

3 Rozvaha alternativních řešení

3.1 Návrh a volba pracovní kapaliny

Vzhledem k tomu, že tlačka se nachází v blízkosti žhavého kovu, nabízí se možnost volby pracovní kapaliny hydraulického obvodu ze skupiny těžko zápalných kapalin.

3.1.1 Těžko zápalné kapaliny

Používají se v zařízeních, pracujících v prostředí s nebezpečí výbuchu, v blízkosti žhavého kovu otevřeného ohně s možností požáru.

Dělení kapalin podle ISO 6071

HFA	Emulze oleje ve vodě (vysokoprocentní emulze)
HFB	Emulze vody v oleji (nizkoprocentní emulze)
HFC	Vodní roztoky polymerů (polyglykolů apod.)
HFD	Syntetické bezvodé kapaliny

druh kapaliny	HFA	HFB	HFC	HFD
odolnost proti hoření	velmi dobrá	dobrá	velmi dobrá	dobrá
hustota [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	1000	950	1040-1090	1150-1450
provozní rozsah teplot [$^{\circ}\text{C}$]	30 – 50	30 – 50	30 – 50	70 – 90
maximální rozsah teplot [$^{\circ}\text{C}$]	3 – 55	3 – 55	-30 – 50	-25 – 150
kinematická viskozita při 40 $^{\circ}\text{C}$ [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]	1 – 2	nestanoveno (není Newt. kap.)	20 – 70	15 – 70
obsah vody [%]	80 – 98	40 – 60	35 – 60	0
životnost ložisek v normální životnosti [%]	5 – 10	6 – 15	6 – 18	50 – 100
cenový index vzhledem k oleji HLP	0,1 – 0,25	<2	1,5 – 2	2 – 5

Tab. 3.1 Vybrané vlastnosti těžko zápalných kapalin

Kapaliny HFA (emulze olej ve vodě)

Emulze obsahující do 20 % minerálního či syntetického oleje. Rozsah použití při teplotách od 3 do 55°C a pracovního tlaku do 10 MPa. Fyzikální vlastnosti jsou blízké vodě.

Větší náchylnost ke kavitaci.

Kapaliny HFB (emulze voda v oleji)

Emulze obsahující do 40 % oleje. Teplota vznícení kolem 430°C. Použití pro zubové a lamelové hydrogenerátory, pro nízké až střední hodnoty tlaků s požadavkem omezené hořlavosti.

Kapaliny HFC (vodní roztoky polymerů)

Roztoky snesou nižší teploty, ale zvýšená viskozita spolu s velkou hustotou způsobují odpory v sání. Těsnící materiály NBR nebo SBR pryž. Působí agresivně na zinek, kůži. Pracovní teplota by neměla přesáhnout 50 °C

Kapaliny HFD (bezvodé syntetické kapaliny)

Dnes zejména estery kyseliny fosforečné. Teplota tuhnutí bývá pod -35 °C. Jsou náchylné na přítomnost vody, s níž hydrolyzují. Mají antikoroziční účinky a výbornou mazací schopnost. Reagují s kovovým povrchem, tvoří s železem fosfidy a fosfáty s protioděrovými účinky. AGRESIVNĚ působí na NBR pryž tzn. použití těsnění z VITONU, což přináší vyšší náklady.

Volím kapalinu skupiny HFD: TOTAL HYDRANSafe HFD-U 46

Hustota při 15°C	920 kg/m ³
Viskozita při -20°C	1580 mm ² /s
Viskozita při 40°C	47,5 mm ² /s
Viskozita při 100°C	9,35 mm ² /s
Viskozitní třída	VG 46
Viskozitní index	185
Bod tuhnutí	-42°C
Bod vzplanutí	310°C

3.2 Způsob a volba řízení:

3.2.1 Objemové řízení:

Princip spočívá v řízení geometrického objemu V_G , v tomto případě pouze regulačního hydrogenerátoru. Když dojde ke změně zatížení hydromotoru, tak se mění v závislosti na okamžité velikosti zátěže tlak. Avšak průtok zůstává nadále téměř konstantní. Způsob objemového řízení se používá např. k pojezdu pohonů vozidel také je využíván kvůli vysoké celkové účinnosti až 90 % \Rightarrow malé nároky na teplotní stabilizaci. nevýhoda objemového řízení je její malá tuhost, zvláště je-li mezi HM a HG dlouhé vedení. Zhoršují se dynamické i statické vlastnosti, napomáhající horší rychlosti a přesnosti řízení.

3.2.2 Ventilové řízení s klasickou technikou

Dovede řídit pomocí rozváděčů, škrtkicích ventilů atd. dojezd hydromotoru do požadované polohy s omezenou přesností. Při přestavení šoupátka rozváděče dochází téměř ke skokovému zastavení hydromotoru a s tím spojeny nebezpečné dynamické jevy. U použití klasické techniky nemůžeme docílit rovnoměrného rozjezdu. Také může docházet k multiplikaci tlaku na straně mezikruží. Samozřejmě že z ekonomického hlediska je výhodné použití této ventilové techniky.

3.2.3 Ventilové řízení s proporcionální technikou

Tato technika se vyznačuje spojitým řízením průtoku a tlaku malým výkonem elektrického signálu. Proporcionální rozváděč je v zásadě škrtkicí ventil a současně plní funkce změny směru a velikosti průtoku, což umožňuje snížit počet řídicích prvků. Lze řídit zrychlení a zpomalení s plynulými přechody. Na nečistoty je proporcionální technika podobně jako klasická technika málo náchylná. Proporcionální ventily jsou doplňovány tlakovou váhou, protože velikost průtoku závisí na tlakových poměrech. Náklady na pořízení jsou několika násobně větší než u klasické techniky.

Volba řízení:

Jelikož je potřeba zajistit plynulý chod hydromotoru a také je nutnost tuhosti systému zvolil jsem i přes větší pořizovací náklady řízení pomocí proporcionální techniky s použitím tlakové váhy,

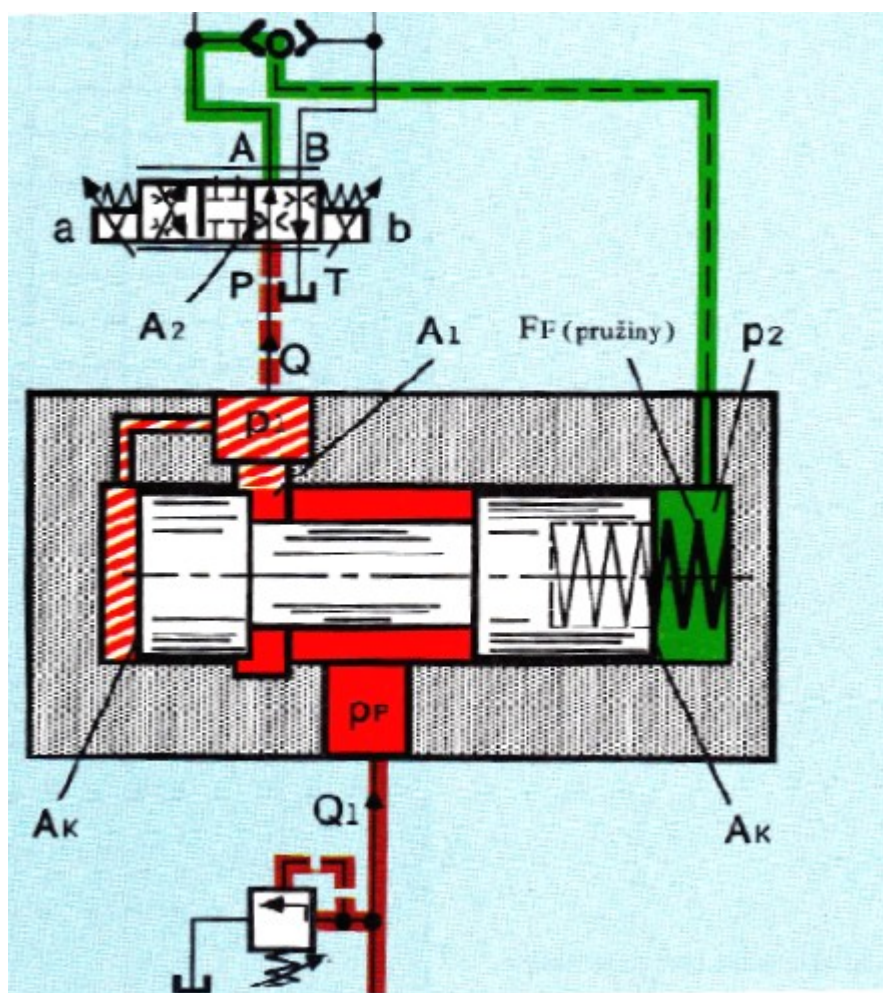
3.3 Použití dvoucestné nebo třicestné tlakové váhy

3.3.1 Dvoucestná tlaková váha

Při použití této váhy na vstupu, je tlakový spád udržován na konstantní hodnotě vstupní škrticí hrany proporcionálního rozvaděče.

U tohoto případu je kolísání tlaku kompenzováno změnou tlaku jak při zatížení, tak při změně tlaku hydrogenerátoru. V důsledku toho se při zvětšení tlaku na HG nemůže zvýšit průtok.

Funkce dvoucestné tlakové váhy na vstupu:



Obr. 3.1 Princip dvoucestné tlakové váhy

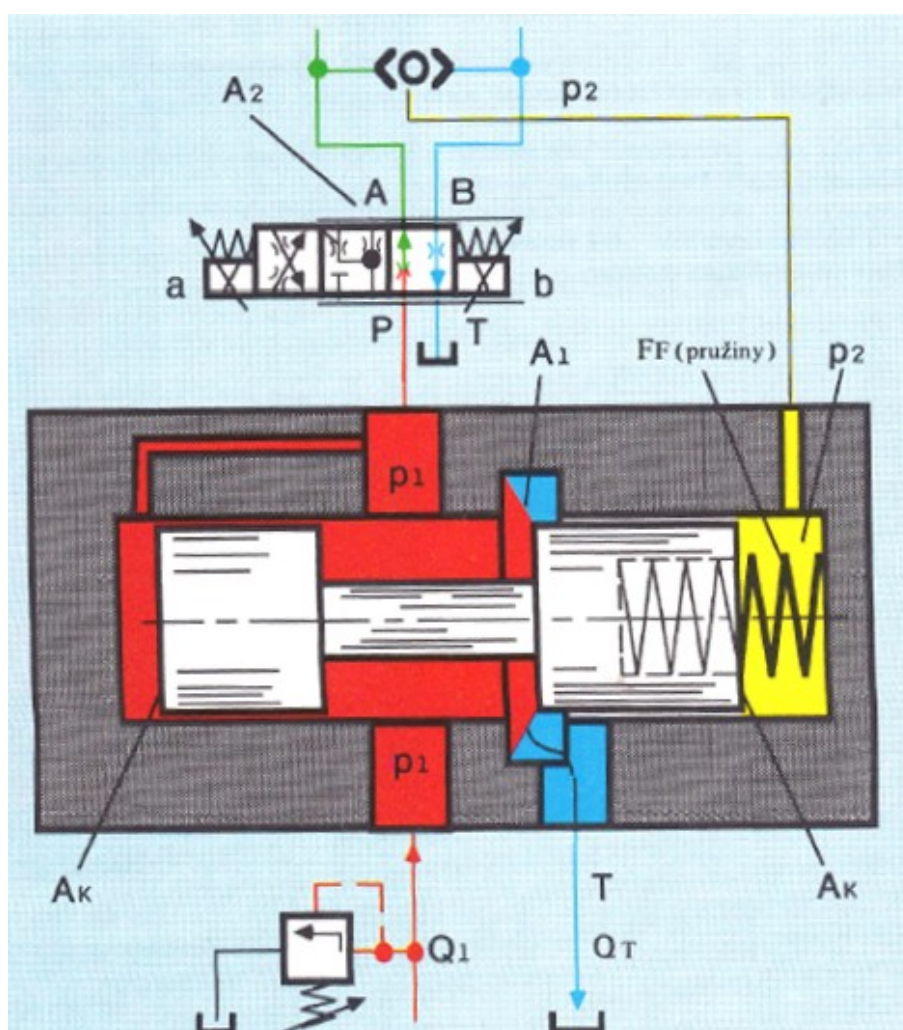
U dvoucestné tlakové váhy je regulační clona A1 spolu se škrticí clonou rozvaděče A2 řazeny sériově. Když je šoupátko v rovnovážné poloze tlakový spád je konstantní i při změně tlaku spotřebiče $\Delta p = p_1 - p_2$. Při zanedbání dynamických sil platí: $\Delta p = p_1 - p_2 = F_F / A_K \approx \text{konstantní}$. Díky měkkým pružinám a krátkému regulačnímu

zdvihu dojde jen k nepatrné změně síly pružiny, tím pádem tlakový spád je téměř konstantní.

3.3.2 Třícestná tlaková váha

Oproti dvoucestným tlakovým vahám jsou zřídka kdy používány navzdory tomu, že třícestné tlakové váhy zlepšují účinnost. Ale průtoková a tlaková závislost se změnou zátěže je velmi podobná s dvoucestnými vahami. Nejvíce se používají u systému konstantními hydrogenerátory.

Funkce třícestné tlakové vstupní váhy



Obr. 3.2 Princip třícestné tlakové váhy

U třícestné tlakové vstupní váhy je regulovaná plocha clony A1 zapojena paralelně se škrtící clonou šoupátka proporcionálního rozváděče A2. Část kapaliny je odváděno do odpadu tím je dána velikost průřezu regulační clony A1. Při zanedbání dynamických účinků proudu kapaliny a tření platí: $\Delta p = p_1 - p_2 = F_F / A_K \approx \text{konstantní}$, čili opět je

tlakový spád na cloně udržován konstantní, spolu s průtokem Q . Při použití třicestné tlakové váhy je pracovní tlak vyšší jen o Δp škrtící clony než na spotřebiči

3.3.3 Numerický příklad k určení účinnosti obou tlakových vah

Pro obě varianty volím stejná zadání

- ztrátový tlak $p_z = 16 \text{ MPa}$,
- průtok hydrogenerátorem $Q_g = 63 \text{ dm}^3/\text{min}$,
- průtok ventilem $Q_v = 50 \text{ dm}^3/\text{min}$,
- tlaková ztráta na tlakové váze $\Delta p_T = 0,8 \text{ MPa}$,
- tlaková ztráta na ventilu $\Delta p_V = 0,8 \text{ MPa}$,
- účinnost zubového HG $\eta_m = 0,8$.

Výpočet na třicestné tlakové váze:

Ztrátový výkon na HG

$$P_{zG} = P_c \cdot (1 - \eta_m) = \frac{16 \cdot 50}{60} \cdot (1 - 0,8) = 2,67 \text{ kW} \quad (3.2.3.1)$$

Kde:

- P_c je celkový výkon [kW]

Odpadní průtok tlakovou vahou

$$Q_T = Q_G - Q = 63 - 50 = 13 \text{ dm}^3/\text{min} \quad (3.2.3.2)$$

Ztrátový výkon na tlakové váze

$$P_{zT} = \frac{\Delta p_T \cdot Q_T}{60} = \frac{0,8 \cdot 13}{60} = 0,17 \text{ kW} \quad (3.2.3.3)$$

Průtokové ztráty

$$P_{zQ} = \frac{\Delta p_T \cdot Q}{60} = \frac{0,8 \cdot 50}{60} = 0,67 \text{ kW} \quad (3.2.3.4)$$

Celkový ztrátový výkon

$$P_{zC} = P_{zG} + P_{zT} + P_{zQ} = 2,67 + 0,17 + 0,67 = 3,51 \text{ kW} \quad (3.2.3.5)$$

Ideální příkon

$$P_i = \frac{P_G \cdot Q_g}{60} = \frac{16 \cdot 63}{60} = 16,8 \text{ kW} \quad (3.2.3.6)$$

Celková účinnost

$$\eta_c = 100 - \frac{P_{ZC} \cdot 100}{P_i} = 100 - \frac{3,51 \cdot 100}{16,8} = 79,1 \div \mathbf{80\%} \quad (3.2.3.7)$$

Výpočet účinnosti na dvoucestné tlakové váze:Ztrátový výkon na hydrogenerátoru:

$$P_{zG} = P_c \cdot (1 - \eta_m) = \frac{16 \cdot 50}{60} \cdot (1 - 0,8) = 2,67 \text{ kW} \quad (3.2.3.8)$$

Ztrátový výkon na pojistném ventilu:

$$P_{zpv} = \frac{Q_T \cdot p_p}{60} = \frac{13 \cdot 17,6}{60} = 3,81 \text{ kW} \quad (3.2.3.9)$$

Kde:

- Q_T je ztrátový průtok na tlakové váze [dm³/min]
- p_p je tlak na pojistném ventilu $p_p = p_z + (\Delta p_v + \Delta p_T)$ [MPa]

Ztrátový výkon na tlakové váze:

$$P_{zTv} = \frac{\Delta p_T \cdot Q}{60} = \frac{0,8 \cdot 17,6}{60} = 0,67 \text{ kW} \quad (3.2.3.10)$$

Ztrátový výkon na ventilu:

$$P_{zv} = \frac{\Delta p_v \cdot Q}{60} = \frac{0,8 \cdot 17,6}{60} = 0,67 \text{ kW} \quad (3.2.3.11)$$

Celkový ztrátový výkon

$$P_{ZC} = P_{zG} + P_{zT} + P_{zv} + P_{zTv} = 2,67 + 3,81 + 0,67 + 0,67 = 7,82 \text{ kW} \quad (3.2.3.12)$$

Celková účinnost

$$\eta_c = 100 - \frac{P_{ZC} \cdot 100}{P_i} = 100 - \frac{7,82 \cdot 100}{16,8} = \mathbf{54,4\%} \quad (3.2.3.13)$$

3.3.3.4 Porovnání a výběr tlakové váhy

Třicestná tlaková váha:

- Výhody -
 - Energeticky úsporný systém
 - Vysoká účinnost při použití neregulačního hydrogenerátoru (nižší pořizovací a provozní náklady)
- Nevýhody
 - Nelze současně provozovat více funkcí najednou
 - Málo tuhý mechanismus

Dvoucestná tlaková váha:

- Výhody -
 - Hydraulicky tuhý systém
 - Možnost připojení více spotřebičů najednou
- Nevýhody
 - Vyšší energetická náročnost zvláště při použití regul. zdroje tlaku
 - Vyšší pořizovací a provozní náklady

Výběr tlakové váhy:

Přestože třicestná tlaková váha dosahuje poměrně velké účinnosti a to až 80 % a je to energeticky úsporný systém, nedisponuje velkou tuhostí, což při řešení zadané úlohy bude zapotřebí. Proto volím navzdory vyšším pořizovacím nákladům systém s dvoucestnou tlakovou váhou s 54 % účinností. Tato účinnost, se ale dá zvýšit při použití regulačního tlakového zdroje na hodnotu 76 %. V případě použití dvoucestné tlakové váhy a regulačního HG odpadá složka ztrátového výkonu na pojistném ventilu $P_{zpv} = 3,81 \text{ kW}$, potom celková výkonová ztráta bude $P_{ZC} = 4,01 \text{ kW}$. Následná celková účinnost je:

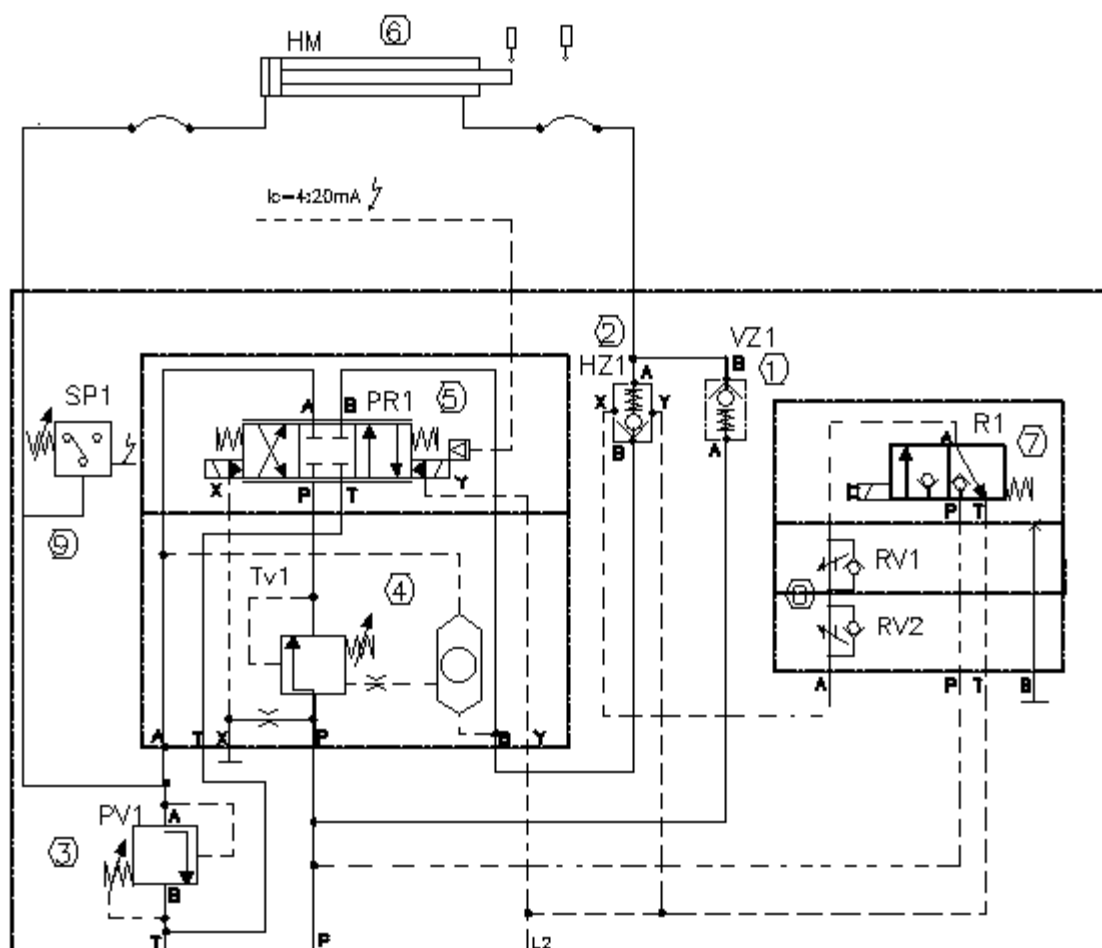
$$\eta_c = 100 - \frac{P_{ZC} \cdot 100}{P_i} = 100 - \frac{4,01 \cdot 100}{16,8} = 76 \% \quad (3.2.3.14)$$

Kde:

- P_i je ideální příkon [kW]

3.3.4 Schéma obvodu a popis funkce

Z výše určených podmínek bylo zhotoveno následující schéma- Obr. 3.3.4.1. Akční člen přímočarý hydromotor HM na pozici 6 firmy Bosch Rexroth. Hydromotor je zpočátku zapojen diferenciálně (kapalina z mezikruží je přepouštěna na stranu pístu, tím dochází k zvýšení rychlosti vysunutí) přes zpětný ventil VZ1. Po překročení tlaku sepne tlakový spínač SP1 a změní polohu rozváděče R1, který přes škrtkový ventil RV1 uvolní hydraulický zámek HZ1 a nadále je hydromotor v dvojčinném zapojení. Proporcionální rozváděč PR1 slouží jako hlavní řídicí a hradící prvek. Kompenzátorem kolísání tlaku a rychlosti při změně zatížení je dvoucestná tlaková váha TV1. Pojistný ventil PV1 hlídá systém před přetížením.



Obr. 3.3 Zjednodušené schéma obvodu

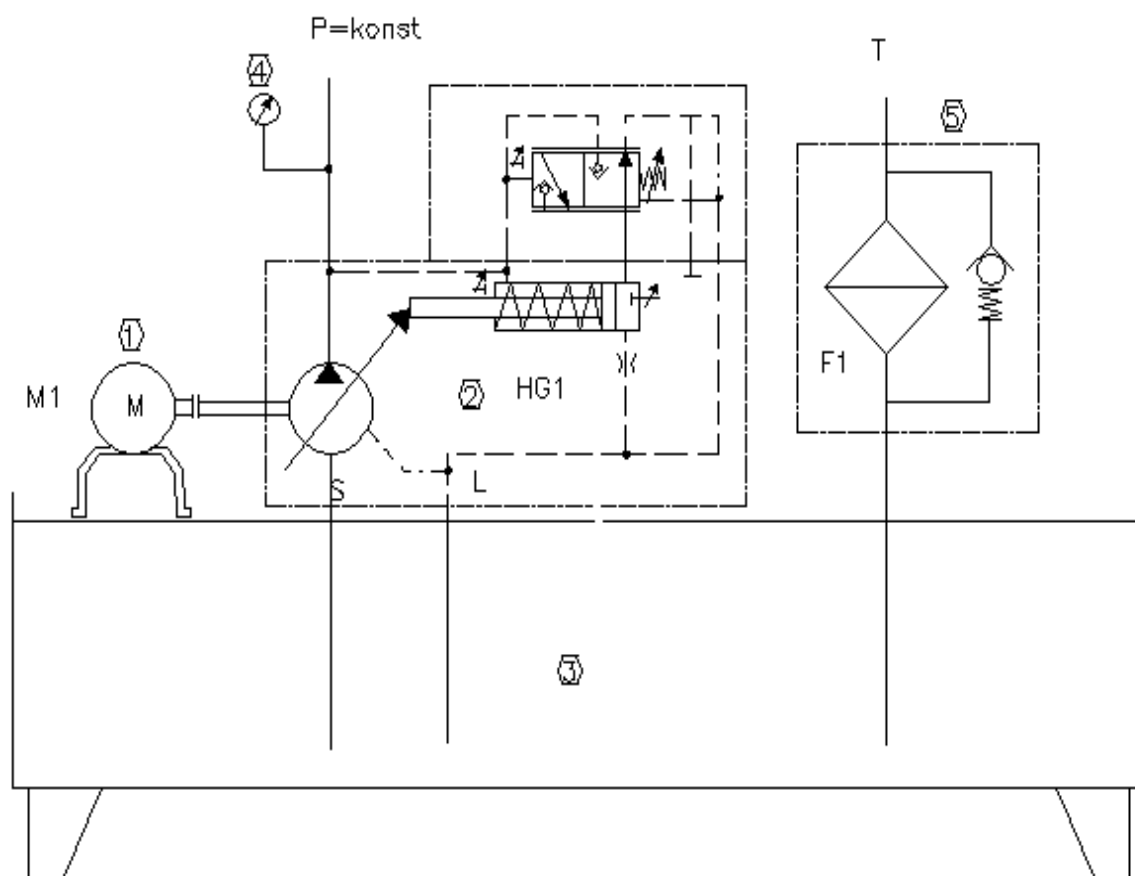
1- zpětný ventil, 2- hydraulický zámek, 3- pojistný ventil, 4- tlaková váha,
5- proporcionální rozvaděč, 6- hydromotor, 7- dvoucestný rozvaděč, 8- škrtkové ventily
s obtokem, 9- tlakový spínač,

3.4 Návrh hydraulického agregátu

Tato varianta byla navržena pro zvýšení účinnosti systému se zapojenou dvoucestnou tlakovou vahou na vstupu proporcionálního rozváděče. Při použití neregulačního hydrogenerátoru by byla účinnost kolem 54 %, ale když použiji regulační hydrogenerátor tak se zvedne na 76 %.

Zdrojem tlakové energie je pístový hydrogenerátor HG1 na pozici 2 s regulací na konstantní tlak. Pohon hydrogenerátoru obstará asynchronní elektromotor M1 pozice 1. Filtrace s obtokem F1 je zařazena do odpadní větve s pozicí 5.

Na víku nádrže pozice 3 je umístěn řídicí a rozvodný blok, dále pak odpadní filtr F1, pohonná jednotka. Další osazení nádrže obsahuje snímač hladiny, vzduchový filtr, nalévací otvor viz příloha A. Dle tepelné bilance v kap. 4.6 bude určeno jestli zařadit do systému chladič



Obr. 3.4 Zjednodušené schéma agregátu

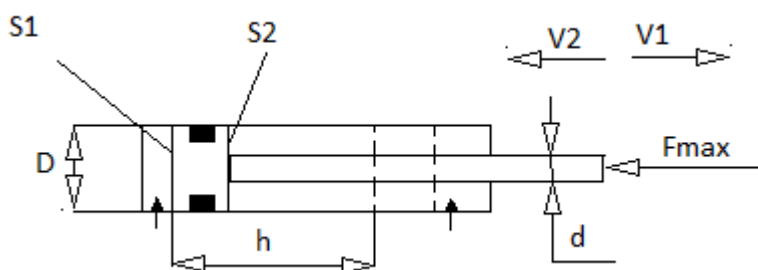
1- elektromotor pohonu, 2- regulační hydrogenerátor, 3- nádrž

4- manometr, 5- filtr s by pasem F1

4 Výpočet v ustáleném stavu:

- Max. tlačná síla $F_{\max} = 55000 \text{ N}$
- Max. zpětná síla $F_{z\max} = 22000 \text{ N}$
- Zdvih hydromotoru $h_p = 1800 \text{ mm}$
- Čas vysunutí/zasunutí pístnice $t_{1,2} = 8 \text{ s}$
- Max pracovní tlak $p = 16 \text{ MPa}$

4.1 Určení parametrů PHM:



Obr. 4.1 Schéma PČH

Plocha pístu:

$$S = \frac{F_{\max}}{p_g \cdot \eta_m} = \frac{55000}{16 \cdot 10^6 \cdot 0,95} = 3,618 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = 3618 \text{ mm}^2 \quad (4.1)$$

Průměr pístu:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,618 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,06787 \text{ m} = 67,87 \text{ mm} \quad (4.2)$$

Tomu odpovídá průměr válce nejbližší vyšší $D = 80 \text{ mm}$

Vzhledem k velikosti F_{\max} a velkému zdvihu $h_p = 1800 \text{ mm}$ volím s ohledem ke vzpěrnému zatížení přímočarý hydromotor o průměru $D = 125 \text{ mm}$.

Hydromotor volím z katalogu fy Bosch-Rexroth:

CDH2 MT4/125/90/1800A3X/M11CAUSEA

Parametry přímočarého HM

Průměr pístu- D	125 mm
Průměr pístnice- d	90 mm
Zdvih- h_p	1800 mm

Nominální tlak- p 25 MPa

Max. rychlost zasouvání/vysouvání- v_2/v_1 0,5 m/s

S těsněním pro kapaliny typu HFD

Se zabudovaným indukčním spínačem pro signalizaci koncové polohy

Vybaven závěsnými čepy



Obr. 4.2 Model PHM

Plocha pístu S1

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 125^2}{4} = 12271,84 \text{ mm}^2 = 0,012273 \text{ m}^2 \quad (4.3)$$

Plocha mezikruží

$$S_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (125^2 - 90^2)}{4} = 5910,12 \text{ mm}^2 = 0,00591 \text{ m}^2 \quad (4.4)$$

Plocha pístnice

$$S_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 90^2}{4} = 6361,73 \text{ mm}^2 = 0,006361 \text{ m}^2 \quad (4.5)$$

Rychlost vysouvání / zasouvání pístnice PHM

Čas vysunutí nebo zasunutí pístnice $t_{1,2} = 8 \text{ s}$

$$v_{1,2} = \frac{h_p}{t_{1,2}} = \frac{1,8}{8} = 0,225 \text{ m/s} \quad (4.6)$$

Potřebný průtok kapaliny pro vysouvání

$$Q_1 = S_1 \cdot v_{1,2} = 0,012273 \cdot 0,225 = 0,0027614 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 165,68 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.7)$$

Potřebný průtok kapaliny na zasouvání

$$Q_2 = S_2 \cdot v_{1,2} = 0,00591 \cdot 0,225 = 1,33 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 79,8 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.8)$$

4.1.1 Kontrola pístnice na vzpěrVýpočet plošného momentu setrvačnosti

$$I = \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = \frac{90^4 \cdot \pi}{64} = 3220623,3 \text{ mm}^4 \quad (4.9)$$

Kde:

- d je průměr pístnice odpovídající průměru pístu $D = 125 \text{ mm}$

Stupeň štíhlosti:

$$\lambda = \frac{4 \cdot L_K}{d} = \frac{4 \cdot 2700}{90} = 120 \quad (4.10)$$

Kde:

- L_K je volná vzpěrná délka (závislá na způsobu uchycení)



$$L_K = h_p + h_p/2$$

Obr. 4.3 Uchycení se závěsnými čepy

mezni stupeň štíhlosti

$$\lambda_g = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{0,8 \cdot R_e}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{0,8 \cdot 240}} = 103,9 \quad (4.11)$$

Kde:

- E je modul pružnosti oceli [N/mm²]
- R_e je mez kluzu materiálu [MPa]

Výpočet dle EuleraMusí platit podmínka: $\lambda \geq \lambda_g \sim 120 \geq 103,9 \Rightarrow \text{vyhovuje}$

$$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{k_v \cdot L_K^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3220623,3}{3,5 \cdot 2700^2} = 261615,5 \text{ N} \quad (4.12)$$

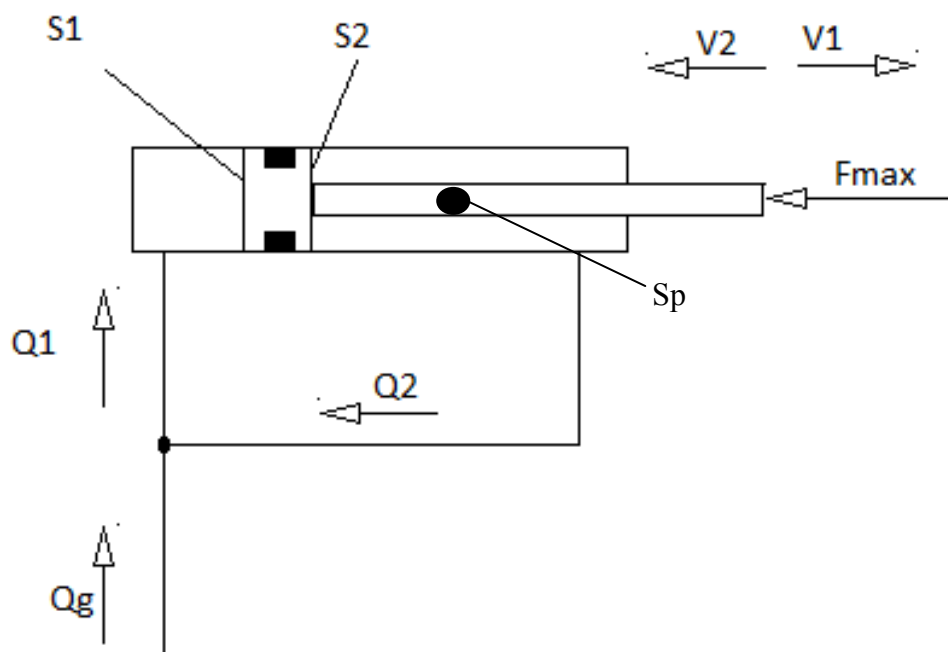
 $F > F_{max} \Rightarrow$ pístnice vyhovuje

Kde:

- k_v je koeficient bezpečnosti

4.2 Výkon pohonné jednotky

Volím diferenciální zapojení přímočarého hydromotoru vysouvání pístnice.



Obr. 4.4 Diferenciální zapojení

4.2.1 Návrh hydrogenerátoru:

Průtok tlakovým zdrojem

$$Q_g = Q_1 - Q_2 = 165,68 - 79,8 = 85,88 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.13)$$

Geometrický objem hydrogenerátoru

$$V_g = \frac{Q_g}{n_g \cdot \eta_v} = \frac{85,88}{1465 \cdot 0,95} = 0,06169 \text{ dm}^3 = 61,69 \text{ cm}^3 \quad (4.14)$$

Kde

- η_v je objemová účinnost

Volím axiální pístový hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak.

Bosch-Rexroth: E A4VS0 71 DR/10 P-V P

Geometrický objem- V_g	71 cm ³
Jmenovitý tlak- p	35 MPa
Max. otáčky- n	2700 min ⁻¹
Těsnění	FPM (Fluor-Kaučuk)
Hmotnost	53 kg

Průtok hydrogenerátorem

$$Q_{gmax} = \frac{V_g \cdot n_g}{1000} \cdot \eta_g = \frac{71 \cdot 1465}{1000} \cdot 0,97 = 100,9 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.15)$$

Kde:

- n_g jsou otáčky HG
- η_g je účinnost HG

Potřebný tlak při vysouvání

Vzhledem k diferenciálnímu zapojení je efektivní pouze plocha pístnice.

$$\Delta p_{m1} = \frac{F_{max}}{S_p \cdot \eta_m} = \frac{55000}{6362 \cdot 0,95} = 9,1 \text{ MPa} \quad (4.16)$$

Tlak na tlakovém zdroji volím o 4 MPa větší na pokrytí ztrát tudíž **$p_g = 13 \text{ MPa}$**

Potřebný tlak při zasouvání

při zasouvání je použito dvojčinné zapojení

$$\Delta p_{m2} = \frac{F_{zmax}}{S_2 \cdot \eta_m} = \frac{22000}{5910 \cdot 0,95} = 3,91 \text{ MPa} \quad (4.17)$$

4.2.2 Návrh elektromotoru:

Výkon elektromotoru na hydrogenerátoru:

$$P_e = \frac{p_g \cdot Q_{gmax}}{60 \cdot \eta_c} = \frac{13 \cdot 100,9}{60 \cdot 0,83} = 26,5 \text{ kW} \quad (4.18)$$

Kde:

- η_c je účinnost celková

Volím trojfázový asynchronní elektromotor **HG siemens 1LG4 207-4AA6x**

- Výkon $P_e = 30 \text{ kW}$
- Otáčky $n = 1470 \text{ min}^{-1}$
- Osová výška 200 mm

4.3 Návrh velikosti nádrže:

Nádrž slouží k ochlazování kapaliny a také k jejímu shromažďování.

Musí být umožněno rychlé vypouštění kapaliny a odstranění nečistot.

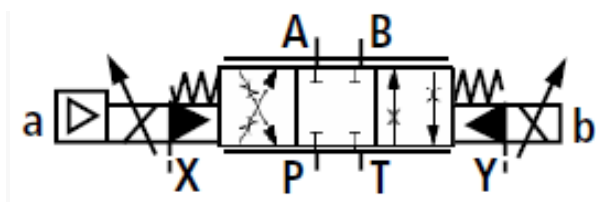
Objem nádrže

$$V = n \cdot Q_{max} = 3 \cdot 100,9 = 302,7 \text{ dm}^3 \quad (4.19)$$

Kde : n je u stacionárních zařízení tzv. oběhové číslo volí se $n = 3$ až 5

Z katalogu Hansa-flex volím nádrž o objemu $V = 375 \text{ l}$: **HK BSK 400**

- Rozměry : $749 \times 1514 \times 580 \text{ [mm]}$
- Materiál: ocel
- Teplo směnná plocha: $S_N = 3,75 \text{ m}^2$
- Hmotnost: 201 kg

4.4 Návrh proporcionálního rozváděče:

Obr. 4.5 Schéma proporcionálního rozváděče

]

Dobu rozběhu a brzdění hydromototu zjistím z dynamických vlastností rozváděče.

$$t_a = t_b = 0,35 \text{ s}$$

Výpočet ustáleného času t_u :

$$t_u = t_{1,2} - t_a - t_b = 8 - 0,35 - 0,35 = 7,3 \text{ s}$$

Kde: (4.22)

- $t_{1,2}$ je čas ustáleného vysunutí a zasunutí

Výpočet ustálené rychlosti v_u :

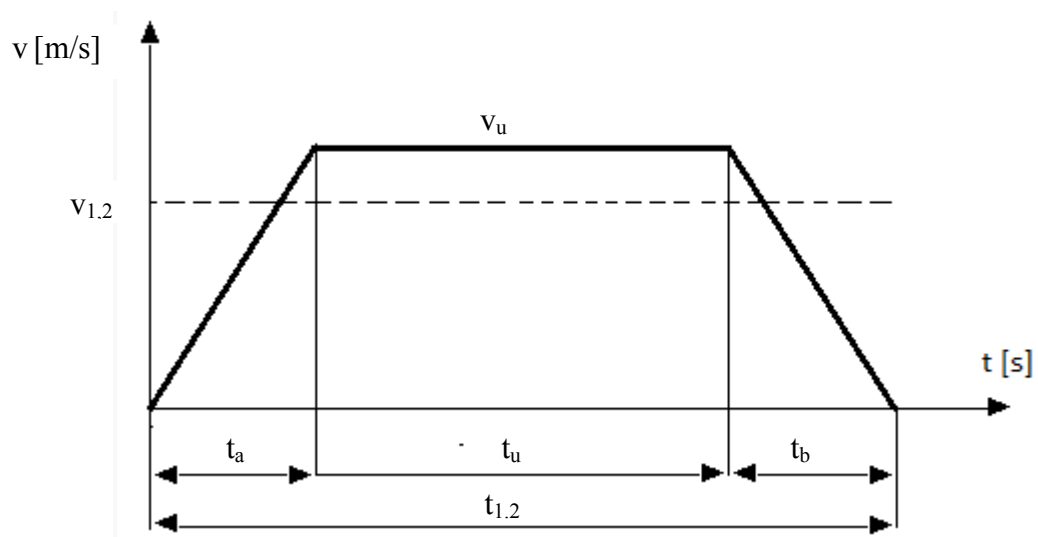
$$v_u = \frac{h}{\frac{1}{2} \cdot t_a + t_u + \frac{1}{2} \cdot t_b} = \frac{1,8}{\frac{1}{2} \cdot 0,35 + 7,3 + \frac{1}{2} \cdot 0,35} = 0,235 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.23)$$

Kde:

- h je zdvih hydromotoru [m]

Výpočet zrychlení a zpomalení

$$a_1 = a_2 = \frac{v_u}{t_{a(b)}} = \frac{0,235}{0,35} = 0,67 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (4.24)$$



Obr. 4.6 Průběh skutečné rychlosti pohybu v hydromotoru

Výpočet dynamického tlaku:

Při zrychlování břemene vzniká dynamická síla, kterou tlak musí překonat

$$p_{D1} = \frac{m \cdot a_1}{S_1} = \frac{6000 \cdot 0,67}{0,012273} = 327548 \text{ Pa} = 0,33 \text{ MPa} \quad (4.25)$$

$$p_{D2} = \frac{m \cdot a_2}{S_1} = \frac{6000 \cdot 0,67}{0,00591} = 680203 \text{ Pa} = 0,68 \text{ MPa} \quad (4.26)$$

Průtok rozváděčem

$$Q_{R1} = S_p \cdot v_u = 0,006361 \cdot 0,235 = 1,495 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 89,69 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.27)$$

$$Q_{R2} = S_2 \cdot v_u = 0,00591 \cdot 0,235 = 1,289 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 77,34 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.28)$$

Vzhledem na průtoky volím dvou stupňový nepřímý řízený proporcionální rozvaděč k řízení průtoku a tlaku s interní elektronikou fy Bosch- Rexroth:

4WRZE16E150-7X/6EG24K31/A1D3V

- Jmenovitá velikost NG 16
- Rozsah viskozity $\nu = 20$ až $380 \text{ mm}^2/\text{s}$
- Provozní tlak $p_{\max} = 350 \text{ bar}$
- Průtok při $\Delta p = 10 \text{ bar}$ $Q = 150 \text{ dm}^3/\text{min}$

4.5 Výpočet světlosti vedení

Volím rychlosti proudění ve vedení:

- Sacím $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
- Tlakovém $6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
- Odpadním $1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Vychází se z rovnice kontinuity

Výpočet průměru sacího vedení

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{G\max}}{\pi \cdot v_s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,682 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 1}} = 0,0463 \text{ m} = 46 \text{ mm} \quad (4.29)$$

Výpočet průměru tlakového vedení

$$d_t = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{G\max}}{\pi \cdot v_t}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,682 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 6}} = 0,0189 \text{ m} = 18,9 \text{ mm} \quad (4.30)$$

Výpočet průměru odpadního vedení

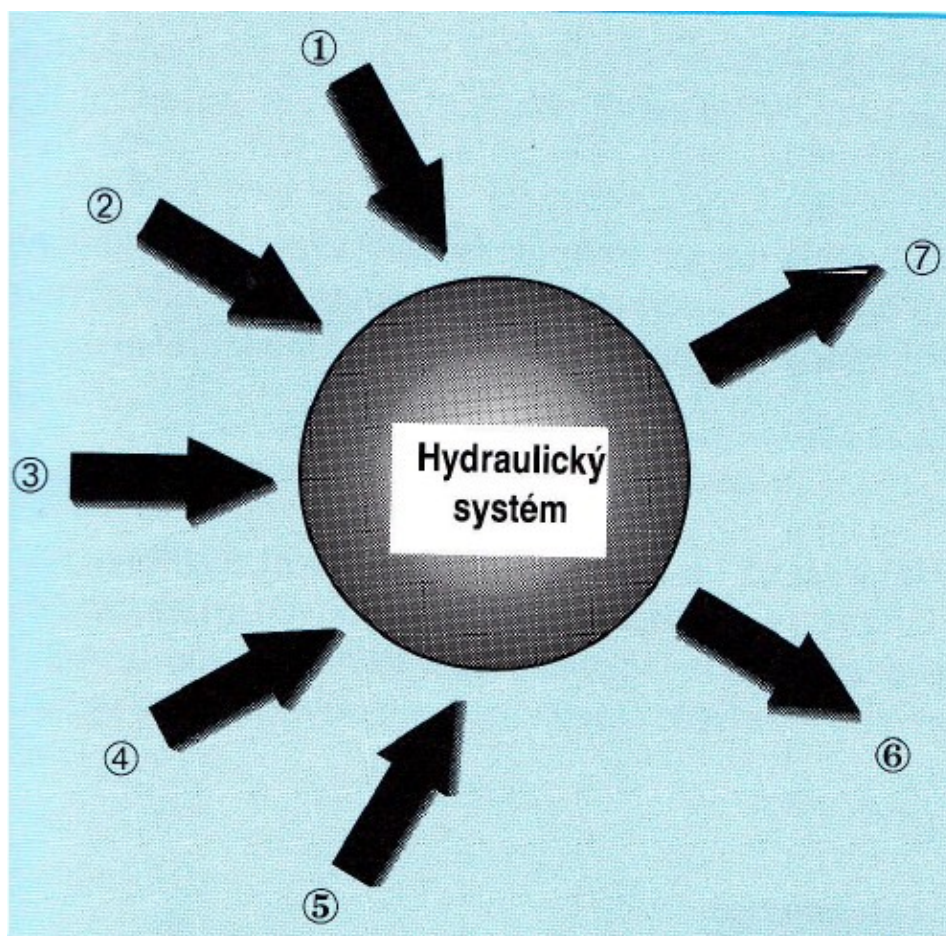
$$d_o = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{G\max}}{\pi \cdot v_o}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,682 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 1,5}} = 0,0377 \text{ m} = 37,7 \text{ mm} \quad (4.31)$$

Volím nejbližší vyšší jmenovitou velikost: **sání DN 50, tlakové DN 20, odpadní DN 40**

4.6 Tepelná bilance obvodu

Část energie vstupující do mechanismu se nebude realizovat na technologickém procesu, nýbrž na překonávání odporů. Nejčastěji jsou to odpory proti pohybu jako škrtící ventily, proporcionální ventily, tlakové ventily apod., kde se mění část energie na energii tepelnou. Proto je nutno teplotu kapaliny stabilizovat. Při ohřívání hydraulického obvodu je část tepla odváděna povrchem nádrže a také povrchem prvků obvodu.

Na obr. 4.7 je vidět odvod tepla a jeho vznik.



Obr. 4.7 Tepelná bilance

Vznik tepla

1. topení nebo z horkého prostředí
2. Ztráty na hydrogenerátoru a motoru
3. Ztráty v důsledku leakáže
4. Škracení, proporcionální ventily,
Servoventily
5. Ztráty tlakové

Odvod tepla

6. povrchem systému zejména nádrží
7. Aktivním chladičem

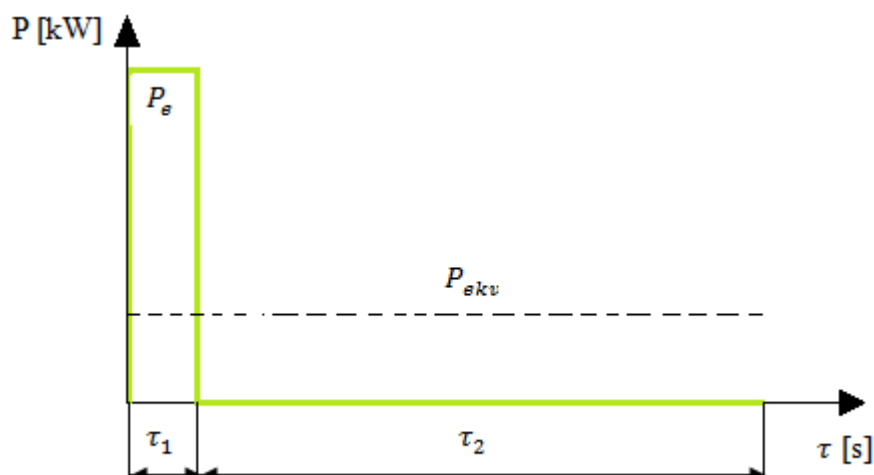
Výpočet ekvivalentního výkonu

Pro zjednodušení uvažuji výkon systému jako výkon elektromotoru $P_e = 30 \text{ kW}$.

Pracovní cyklus trvá přibližně $\tau_1 = 20 \text{ s}$, přičemž doba mezi cykly je průměrně

$\tau_2 = 5 \text{ min} = 300 \text{ s}$. Pro tento cyklus je ekvivalentní výkon :

$$P_{ekv} = \sqrt{\frac{P_e^2 \cdot \tau_1}{\tau_1 + \tau_2}} = \sqrt{\frac{30^2 \cdot 20}{20 + 300}} = 7,5 \text{ kW} \quad (4.32)$$



Obr. 4.8 Diagram časového průběhu výkonu

Výpočet ztrátového výkonu

$$\Delta P_z = P_{ekv} \cdot (1 - \eta_c) = 7,5 \cdot (1 - 0,83) = 1,28 \text{ kW} \quad (4.33)$$

Kde:

- P_e je výkon elektromotoru [kW]
- η_c je celková účinnost

Výpočet časové konstanty T

$$T = \frac{m_o \cdot c_o + m_k \cdot c_k}{k \cdot S_N} = \frac{(0,302 \cdot 920) \cdot 1,8 \cdot 10^3 + 450 \cdot 450}{15 \cdot 3,2} = 14637 \text{ s} = 4,066 \text{ h} \quad (4.34)$$

Kde:

- m_o je hmotnost olejové náplně [kg]
 $m_o = V \cdot \rho$ - V je objem olejové náplně [m^3]. ρ je hustota oleje [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$].
- c_o je měrná tepelná kapacita oleje [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
- m_k je hmotnost kovových částí [kg]

Je zahrnuta hmotnost: nádrže, hydrogenerátoru, hydromotoru a zbylých prvku obvodu.

- c_k je měrná tepelná kapacita oceli [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
- k je součinitel prostupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
- S_N je teplo směnná plocha nádrže [m^2]

Výpočet ustálené teploty

$$t_{ust} = \frac{\Phi}{S_N \cdot k} + t_0 = \frac{1280}{3,2 \cdot 15} + 35 = 61,67 \text{ °C} \quad (4.35)$$

Kde:

- $\Phi = \Delta P_z$ je celkový tepelný tok [W]
- t_0 je maximální počáteční teplota [°C]

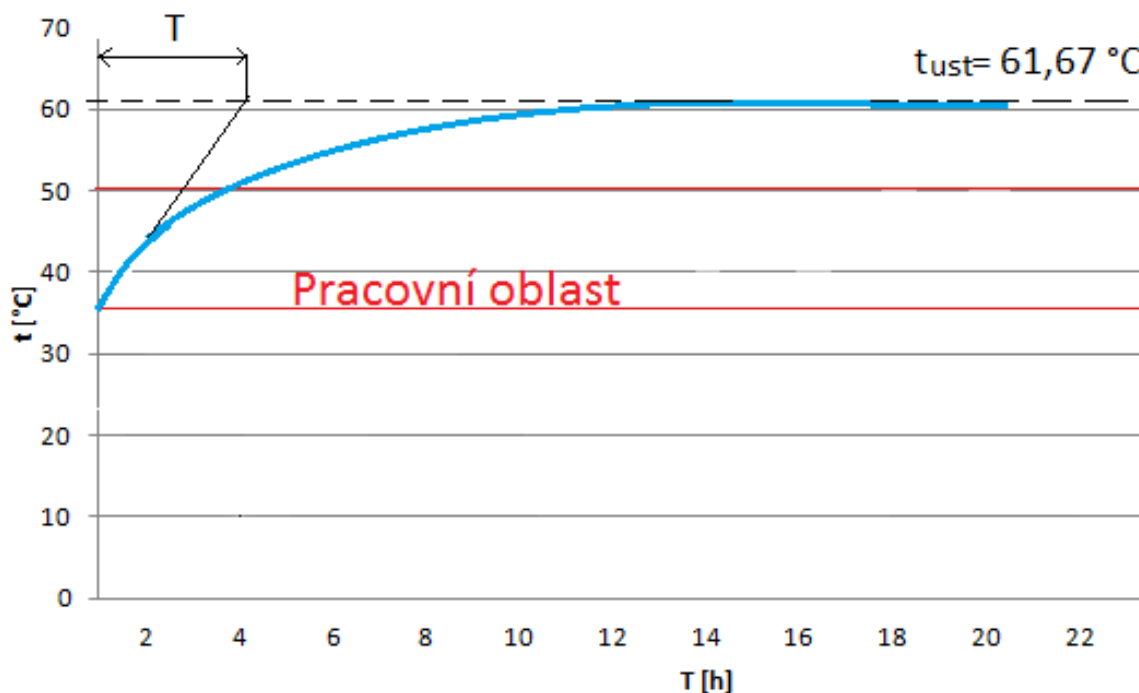
vztah pro okamžitou teplotu:

Slouží pro určení oteplovací křivky na Obr. 4

$$t = t_0 + \frac{\Phi}{S_N \cdot k} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\tau}{T}}\right) \quad (4.36)$$

Kde:

- τ je čas v určitém okamžiku



Obr. 4.9 Křivka průběhu oteplení

Ustálená teplota se šplhá až k 62 °C, vzhledem k tomu že maximální teplota olejové náplně má být kolem 50°C je nutno zařadit do obvodu chladič.

4.7 Návrh chladiče:

Výpočet tepelného výkonu odvedeného nádrží:

$$\Phi_N = k \cdot S_N \cdot (t_K - t_0) = 15 \cdot 3,2 \cdot (50 - 35) = 720 \text{ W} \quad (4.37)$$

Kde:

- t_K je teplota kapaliny [°C]
- t_0 max. teplota okolí [°C]

Výpočet chladicího výkonu

$$\Phi_{CH} = \Phi - \Phi_N = 1280 - 720 = 560 \text{ W} \quad (4.38)$$

Kde:

- Φ je celkový tepelný tok [W]

Výpočet průtoku oleje chladičem:

$$Q_{CH} = Q_G \cdot (1 - \eta_c) = 100,9 \cdot (1 - 0,83) = 17,153 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.39)$$

Kde:

- Q_G je průtok hydrogenerátorem [$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$]
- η_c je celková účinnost

Výpočet měrného chladicího výkonu

$$q_{CH} = \frac{\Phi_{CH}}{(t_K - t_0)} = \frac{0,56}{(50 - 35)} = 0,03733 \text{ kW/}^\circ\text{C} \quad (4.40)$$

Volím chladicí agregát fy Oiltech:

LOC2-004-4-D-A-L-50-000-D-AD-0

- Geometrický objem čerpadla $V_g = 15 \text{ cm}^3$
- Zabudovaný By-pas $\Delta p = 5 \text{ bar}$
- Termostat na $50 \text{ }^\circ\text{C}$
- Filtrační vložka $\beta_9 = 100$
- Měrný chladicí výkon $q_{CH} = 0,07 \text{ kW/}^\circ\text{C}$
- Průtok $Q_{\xi} = 20 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$



Obr. 4.10 Chladicí agregát Oiltech

5. Závěr

Zadáním bakalářské práce bylo navrhnout hydraulický pohon tlačky vývalků před poutní stolicí ve válcovně trub.

V úvodu bakalářské práce jsem se zabýval teoretickou částí, zahrnující popis válcování na tratích s poutnickými stolicemi a její historií spolu s děrováním předeřhřátých předvalků na děrovací stolicí. V další části práce jsem se zabýval rozbořem alternativních možností řešení, kde byla vybrána vhodná varianta. Hlavním požadavkem bylo, aby pohon zabezpečoval plynulý chod rozjezdu a dojezdu hydromotoru tlačky. Pro požadované zadání problematiky odpovídalo nejlépe ventilové řízení s využitím proporcionální techniky s doplněním dvoucestné tlakové váhy, vzhledem ke kolísání tlaku při změně zatížení. Jakožto tlakový zdroj jsem vybral pístový hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak. Kapalina v systému byla vybrána z kategorie těžkozápálních typu HFD, kvůli pracovnímu prostředí válcovny.

V následující kapitole byl vypracován teoretických výpočtů a návrhů prvků obvodu podle zvoleného schématu v ustáleném stavu. Trojfázový asynchronní elektromotor, byl zvolen jako pohon hydrogenerátoru. K obvodu bylo nutné také zjistit tepelnou bilanci systému. Dle výsledků tepelné bilance jsem usoudil, že je třeba zařadit do systému chladič vzduchem chlazený. Tlakové ztráty z důvodu nezadaných délek vedení odhaduji na 1 MPa.

Hydraulický obvod bakalářské práce je sestaven převážně z prvků známých firem jako: Bosch Rexroth, Siemens, Hansa Flex atd. K práci je také přiloženo schéma s hlavními parametry hydraulického obvodu vytvořeného v programu AutoCAD se specifikací hlavních hydraulických prvků.

6. Použitá literatura

- [1] PAVLOK, B., HRUŽÍK, L., BOVA, M. *Hydraulická zařízení strojů* [online]. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 116s. ISBN 978-80-248-1827-6
- [2] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy Díl 1*. Ostrava : VŠB – TU Ostrava, 1999. 158 s. ISBN 80–7078–620- 5
- [3] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy Díl 2*. Ostrava : VŠB – TU Ostrava, 2010. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6
- [4] KOPÁČEK, J. *Mechanické a hydraulické převody*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2009. 186 s. ISBN 978-80-248-1988-4
- [5] FABÍK, R. *Tváření kovů*. Ostrava : VŠB – TU Ostrava, 2012. 333s. ISBN 978-80-248-2572-4
- [6] ŽÍDEK, M. DĚDEK, V. SOMMER, B. *Tváření oceli*. Praha: SNTL, 1988. 520s
- [7] Mannesmann Rexroth *Planning and design of hydraulic power system, Hydraulic trainer, Volume 3*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth , 1988. 374 s. ISBN 3-8023-0266-4
- [8] Mannesmann Rexroth *Basic Principles and Components of fluid technology , Hydraulic Trainer, Volume 1*. Lohr am Main : Mannesmann Rexroth, 1991. 344 s. ISBN 3-8023-0266-4.
- [9] Mannesmann Rexroth *Proportional and Servo Valve Technology, Hydraulic Trainer, Volume 2*. Lohr am Main : Mannesmann Rexroth, 1986. 255 s. ISBN-10 / ASIN: B001LOZXKQ.

Firemní podklady:

- [10] Katalog Bosch Rexroth AG. *Interactive Catalog Systém*. [online] URL:
<http://www.boschrexroth.com/ics/>
- [11] Katalog Siemens. *Trojfázové asynchronní elektromotory nakrátko*. [online] URL:
<http://www.elektromotory-siemens.cz/obchod/elektromotory-1500ot-min-2.html>
- [12] Katalog Total. *Oleje*. [online] URL:
<http://www.oleje-total.cz/prumyslove-oleje-a-maziva/hydraulicke-oleje/tezkozapalne-kapaliny/total-hydransafe-hfdu-46-208l>
- [13] Katalog OLAER CZ s.r.o. *Chladiče*. [online] URL:
<http://olaer.cz/cz-produkty-prehled/cz-produkty-chladice-3/cz-prod-kuehl-loc.htm>
- [14] Katalog Hansa Flex s.r.o. *Nádrže*. [online] URL:
<http://cat.hansa-flex.com/cs/cat/2414>
- [15] Třinecké železářny a.s. *Historie provozu*. [online] URL:
<http://trubky.cz/index.php?la=c&id=12>

7. Seznam příloh

Příloha A	Funkční schéma hydraulického obvodu
Příloha B	Specifikace prvků
Příloha C	CD